

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 57-210101
 (43)Date of publication of application : 23.12.1982

(51)Int.CI.

F01C 1/344
 F24J 3/02
 F25B 11/00

(21)Application number : 56-092524
 (22)Date of filing : 16.06.1981

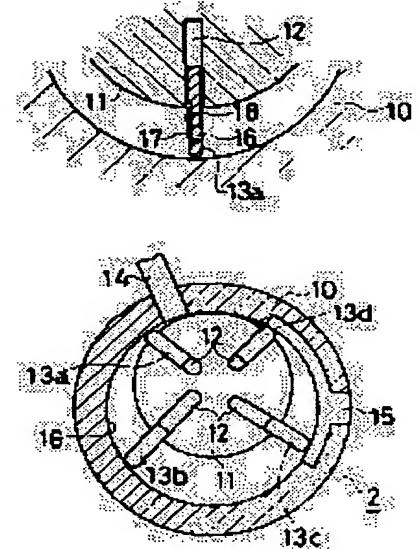
(71)Applicant : TOSHIBA CORP
 (72)Inventor : KUWABARA EIJI

(54) EXPANDER

(57)Abstract:

PURPOSE: To obtain prescribed torque even if the exhaust pressure of a rotary expander for a heat-driven refrigerator or the like fluctuates, by providing exhaust valves on vanes which are fitted in the grooves of an eccentrically rotating rotor so that the vanes can be protruded out of the grooves and retracted into them and by causing the exhaust valves to function to discharge gas in a prescribed direction.

CONSTITUTION: The expander of a heat-driven refrigerator, which is supplied with solar heat or the like, comprises a cylinder 10 having a gas inlet port 14 and a gas outlet port 15 and a rotor 11 which is eccentrically rotated while sliding on the inside surface of the cylinder. Vanes 13aW13d are inserted in radial grooves 12 provided at regular intervals in the rotor 11, so that the vanes can be protruded out of the grooves and retracted into them. Pressure equalizing holes 16 are provided in the vanes 13aW13d so that the holes can be optionally opened or closed by exhaust valves 17 made of spring plates or the like and fitted in the recesses 18 of the vanes. According to this constitution, even if the exhaust pressure fluctuates, prescribed torque is obtained because of the opening or closing of the pressure equalizing holes 16 by the valves 17.



Best Available Copy

⑨ 日本国特許庁 (JP)
⑩ 公開特許公報 (A)

⑪ 特許出願公開
昭57-210101

⑫ Int. Cl.³
F 01 C 1/344
F 24 J 3/02
F 25 B 11/00

識別記号
7378-3G
7219-3L
6754-3L

⑬ 公開 昭和57年(1982)12月23日
発明の数 1
審査請求 未請求

(全 4 頁)

⑭ 膨張機

⑮ 特 願 昭56-92524
⑯ 出 願 昭56(1981)6月16日
⑰ 発明者 桑原永治

富士市夢原336番地東京芝浦電
気株式会社富士工場内

⑮ 出願人 東京芝浦電気株式会社
川崎市幸区堀川町72番地
⑯ 代理人 弁理士 鈴江武彦 外2名

明細書

1. 発明の名称

膨張機

2. 特許請求の範囲

シリンド内に偏心回転をするロータを収容し、このロータに設けた溝にペーンを突没自在に嵌入してなるものにおいて、上記ペーンに所定方向へ排気する排気弁を設けたことを特徴とする膨張機。

3. 発明の詳細な説明

本発明は、たとえば太陽熱などを熱源とする熱駆動式冷凍装置に用いられる膨張機の改良に関する。

熱エネルギーから回転動力を発生させる熱駆動式冷凍装置のうち、第1図に示すサイクルを備えた装置を特にソーラランキンサイクル冷凍装置と称する。すなわち圧縮機1およびこの圧縮機1を駆動する膨張機2から凝縮器3に合流し、この凝縮器3から一方は膨張機2、冷却器5を介して上記圧縮機1へ連通し、他方は循環ポンプ6、太陽熱集熱器であるところのガス発生器

7を介して上記膨張機2へそれぞれ冷媒管8をもつて連通する。

ガス発生器7が太陽熱を吸収すると、作動媒體(たとえばR11など)が熱交換して高圧ガス化する。この高圧ガスは膨張機2へ導びかれて膨張仕事による動力を発生させ、低圧ガスとなる。仕事を終えた低圧ガスは凝縮器3で冷却されて液化し、循環ポンプ6により昇圧されて再びガス発生器7に導びかれ、いわゆるランキンサイクルが繰り返される。また作動媒體は圧縮機2、凝縮器3、膨張機2、冷却器5の順で導びかれることとなり、周知の冷凍サイクルを構成する。したがって作動媒體は冷却器5にて冷却し、その蒸発潜熱により冷凍作用を行う。

ところで上記膨張機2の主要部は第2図に示すようになっている。すなわち2はシリンドで、このシリンド2の内にはロータ21が設けられている。このロータ21は上記シリンド2の内周面に密着しながら偏心回転されるようになっている。また、上記ロータ21には所

定間隔を有して放射状に構成され、これら構成部にはペーン13ないし19が突設自在に挿入されている。また、上記シリンド10の周側部には流入口14および吐出口15が穿設され、上記流入口14は上記ガス発生器11に連通され、上記吐出口15は上記機械装置16に連通されている。

しかし、ガス発生器11にてガス化した作動媒体は膨張機2の流入口14を介してシリンド10内へ導びかれる。作動媒体は一对のペーン、たとえば13および19と、これらの間のロータ11およびシリンド10の周壁の一部がなす空間室内18内にて膨張し、ロータ11に回転トルクを与える。この回転トルクはそのまま圧縮機1に伝達され、所期の作用効果が得られるようになっている。

さらに膨張機2における回転トルクの発生メカニズムを第3図ないし第5図にもとづいて説明する。図において

P_{in} ：供給圧力

P_{out} ：排気圧力

$P_r(\theta)$ ：ペーンの右側にかかる圧力

$P_L(\theta)$ ：ペーンの左側にかかる圧力

$S(\theta)$ ：圧力を受けているペーン面積

$L(\theta)$ ：有効半径

を示す。ここで1枚のペーン(たとえば13)についてのみ着目すると、この右側と左側との圧力変化、圧力を受ける面積と有効半径の積の変化は第5図に示すようになる。

ペーン13がシリンドとロータの接する位置にあるとき 0° とすると、その時の $P_r(\theta)$ は排気圧力 P_{out} になり、 $P_L(\theta)$ は供給圧力 P_{in} となっている。ロータ11が回転トルクを受けて図中矢印方向へ回転して流入口14に達すると(第3図A) $P_r(\theta)$ は実線曲線で示すように P_{in} まで上昇し次のペーン13が流入口14を通過するまでその圧力を保持する。 $P_L(\theta)$ は破線曲線で示すように P_{in} から徐々に圧力降下しペーン13の隣りのペーン13が吐出口15にかかる位置で(第3図B) P_{out} となる。 $P_r(\theta)$ はペーン13

が吐出口に達したところで P_{out} になる。なお $S(\theta)$ と $L(\theta)$ との積は、上記ペーン13が 0° (360°)のとき零であり、 180° 回転した位置で最大となる。したがってこの変化は一点鎖線で示すような曲線を描く。

結局、ペーン13に対する発生するトルク T は

$$T = (P_r - P_L) S \cdot L$$

で求められる。すなわちペーン13の右側にかかる圧力と、左側にかかる圧力の差に、その圧力差を受けるペーン13の面積とロータ11の中心からペーンの作用点までの距離とを掛け合せたものである。

ところで、この種膨張機2においては、排気圧力が外気条件などの影響で設計値よりも高くなつて過膨張を起すことが多く、このため回転出力の低下をきたす。これを防止するため設計排気圧力を高くとると、通常の運転中に出力が低下するという不具合がある。

本発明は上記事情に着目してなされたもので

あり、その目的とするところは、ペーンに排気弁を設けることにより、排気圧力が変動しても所定の回転トルクを得られるようにして、出力低下を防止し信頼性の向上化を図れる膨張機を提供しようとするものである。

以下本発明の一実施例を図面にもとづいて説明する。第6図に膨張機の一部を示すが、第2図に示す従来構造と異なるのは各ペーン(たとえば13)に均圧孔16を穿設し、これを排気弁12にて開閉自在に閉成したことである。排気弁12は、たとえばイネ板であり、この一端部のみペーン13の一側面に設けた凹陥部18内に固定され、他端部は凹陥部18内で自由であつて逆止弁構造となっている。なお凹陥部18はペーン13の必ず右側に設けなければならない。ペーン13を除く他の部分の構造は第2図構造と全く同一であるので、図面および説明を省略する。この種膨張機が用いられるのは、たとえば第1図に示す熱駆動式冷凍装置である。

第7図は設計値排気圧力 P_{out} より実際の排気圧力 P_{out} が高くなつたときのペーン(たとえば 130°)に対する P_r 、 P_b 、 S 、 L のそれぞれの変化である。上記均圧孔 16 と排気弁 17 を設けない場合の P_r の変化を太い実線で示し、 P_b の変化を太い破線で示す。この場合作動媒体が過膨張することになり、 90° から 180° 迄の間の θ_1 から θ_2 において P_b は実際の排気圧力 P_{out} より過膨張をきたして設計値排気圧力 P_{out} まで低下し、しかる後 P_{out} まで上昇する。これを P_{ba} として示す。また P_r は 180° から 270° 迄の間の θ_1 から θ_2 において、同様に一旦 P_{out} まで低下し、しかる後 P_{out} まで上昇する。これを P_{ra} として示す。上述のように、回転トルクは $(P_r - P_b)$ と S 、 L の積で求められるので、 θ_1 から θ_2 の範囲内では $P_r - P_{ba}$ が大となり、トルク増大の点からみれば好都合である。しかし θ_1 から θ_2 の範囲内では P_{ra} が P_b より小となり、 $P_{ra} - P_b$ は負となってトルクが低下する。それぞれの範囲の圧力差の絶対

値は同一であるが、 $S \cdot L$ 量は θ_1 から θ_2 の範囲が θ_1 から θ_2 迄の範囲より大である。このことにより、ペーン 130° の角度 θ_1 から θ_2 での過膨張によるトルク出力増加が、角度 θ_1 から θ_2 での過膨張によるトルク出力低下より小となり、ロータ 11 の回転が阻害されることを理解できる。

しかるに本発明の一実施例においては、逆止弁構造の排気弁 17 をペーン 130° の右側に設けた。このことにより過膨張が生じてペーン 130° の右側のトルク出力低下が左側のそれより大となつた場合に排気弁 17 が均圧孔 16 を開放し、各範囲それぞれの排気圧を実際の排気圧力 P_{out} に戻し得る。第7図における細い実線 P_{rb} と細い細線 P_{bb} とがその状態を示す。したがつて過膨張がなくなり、このためトルク出力低下もない。

なお排気圧力が設計値よりも高いとき、排気弁 17 がない場合と排気弁 17 を設けた場合のペーンに対する回転トルクの差は以下に述べ

るようになる。

$$(a) : T_a = \int_0^{2\pi} (P_{ra} - P_{ba}) \cdot S \cdot L d\theta$$

$$(b) : T_b = \int_0^{2\pi} (P_{rb} - P_{bb}) \cdot S \cdot L d\theta$$

$$T_a - T_b = \int_{\theta_1}^{\theta_2} (P_{bb} - P_{ba}) \cdot S \cdot L d\theta + \int_{\theta_2}^{\theta_1} (P_{ra} - P_{rb}) \cdot S \cdot L d\theta$$

上述のように $\theta_1 \sim \theta_2$ の $(P_{bb} - P_{ba})$ と、 $\theta_2 \sim \theta_1$ の $(P_{ra} - P_{rb})$ は大きさは同じで符号が逆である。すなわち $(P_{bb} - P_{ba})$ は \oplus 、 $(P_{ra} - P_{rb})$ は \ominus 。また $\theta_1 \sim \theta_2$ の $S \cdot L$ が大である。したがつて $T_a - T_b$ は負であり、 $T_a < T_b$ となって排気弁 17 を設けた場合が回転トルクが大であることを実証できる。

以上説明したように本発明によれば、シリンダ内で偏心回転をするロータにペーンを突没自在に嵌入する構を設け、上記ペーンに所定方向へ排気する排気弁を設けたから、排気圧力が設計値よりも高くなつたときでも、シリンダ内において作動媒体が過膨張することなく、回転

トルクの出力低下を防止できる。換言すれば、設計排気圧力を適正に決めることができ通常運転時の出力増加を防ぐという効果を有する。

4. 四面の簡単な説明

第1図は膨張機を備えた熱駆動式冷凍装置の概略的構成図、第2図は本発明の従来例を示す膨張機の横断平面図、第3図(A)および(B)は互いに異なる状態の作用説明図、第4図はモリエル線図、第5図はその所定のペーンに対する諸量の変化を示す図、第6図は本発明の一実施例を示す膨張機一部の横断平面図、第7図はその所定のペーンに対する諸量の変化を示す図である。

10…シリンダ、11…ロータ、12…構、
13a, 13b, 13c, 13d…ペーン、
17…排気弁、16…均圧孔。

出願人代理人弁理士鈴江武彦

